Ingeniería Termodinámica

Ejercicios Propuestos

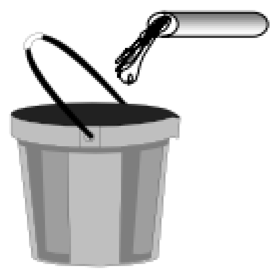
1. Análisis de masa y energía de volúmenes de control

1.1 Una manguera de jardín, con una boquilla, se usa para llenar un bote de 20 galones. El diámetro interior de la manguera es 1 pulgada, que se reduce a 0.5 pulgadas en la salida de la boquilla. Si la velocidad promedio en la manguera es 8 pies /s, determine:

a) Los flujos volumétricos y másico de agua en la manguera

b) Cuanto se tarda en llenar de agua el bote

c) la velocidad promedio del agua en la boquilla 5.6



- **DATOS:**

  V=20 gal

  D_0=0.1pulg

  D_1=0.5pulg

  $v = 8\ pies/s$

  ϑ =?

  $\dot{m}$ =?

  Δt =?

  ve =?

CONSIDERACIONES

El agua es una sustancia incompresible, el flujo en la manguera se considera estable por lo cual el balde corresponde a un volumen de control

Consideramos la densidad del agua de 62.4 lbm/ft^3 (Tomado de Tablas de vapor)

- **Calculo del flujo de volumen y de masa**

$$\boldsymbol{v = AV}$$

$$v = \frac{\pi Di^2}{4} * V$$

$$v = \frac{\left(\frac{1}{12}\,ft\right)^2 \pi}{4} * \frac{8ft}{s}$$

$$v = 0{,}0436 ft^3/s$$

$$\boldsymbol{m = \rho v}$$

$$m = \left(62{,}4,\frac{lbm}{ft^3}\right)\left(\frac{0{,}0436ft^3}{s}\right)$$

$$m = 2.72\ lbm/s$$

- **Tiempo para llenar el agua en el bote**

$$\Delta \boldsymbol{t} = \frac{\boldsymbol{V}}{\boldsymbol{V}}$$

$$\Delta t = \frac{20\ gal}{0{,}0436ft^3/s} * \frac{1ft^3}{7{,}48gal}$$

$$\Delta t = 61{,}3\ s$$

- **Velocidad promedio**

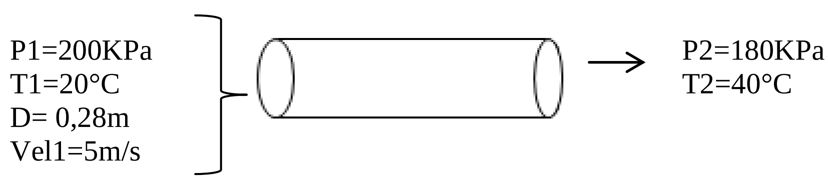
$$Vp = \frac{\boldsymbol{V}}{\boldsymbol{Ae}}$$

$$Vp = \frac{\boldsymbol{V}}{\frac{\pi Di^2}{4}}$$

$$Vp = \frac{0{,}0436ft^3/s}{\frac{\pi\left(\frac{0{,}5}{12ft}\right)^2}{4}}$$

$$Vp = \frac{32ft}{s}$$

1.2 Aire entra en una tubería de diámetro de 28cm a 200kPa y20°C a una velocidad de 5m/s. El aire se calienta a medida que fluye, y sale de la tubería a 180kPa y 40°C.Determinar: (a) El flujo de volumétrico de aire en la entrada, (b) El flujo de masa de aire, y (c) la velocidad de flujo y el volumen en la salida.



SOLUCION

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(0{,}28)^2}{4} = 0{,}062m^2$$

$$Vol = A * vel1$$

$$Vol = (0{,}062) * \left(\frac{5m}{s}\right) = \boldsymbol{0{,}31\frac{m^3}{s}}$$

a) $PV = RT$

$$v1 = \frac{RT}{P}$$

$$v1 = \frac{\left(\frac{0{,}287 KPam^3}{kg°K}\right)(293°K)}{200KPa} = \mathbf{0{,}42\frac{m^3}{kg}}$$

b) $m = \frac{Vol}{v1}$

$$m = \frac{0{,}31\frac{m^3}{s}}{0{,}42\frac{m^3}{kg}} = \mathbf{0{,}73\frac{Kg}{s}}$$

c) $PV = RT$

$$v2 = \frac{RT}{P}$$

$$v2 = \frac{\left(\frac{0{,}287 KPam^3}{kg°K}\right)(313°K)}{180KPa} = 0{,}50\frac{m^3}{kg}$$

$$V_{ol\,2} = m * v2$$

$$V_{ol\,2} = \left(0{,}73\frac{Kg}{s}\right)\left(0{,}50\frac{m^3}{kg}\right) = \mathbf{0{,}37\frac{m^3}{s}}$$

$$vel\ 2 = \frac{V_{ol\,2}}{A}$$

$$vel\ 2 = \frac{0{,}37\frac{m^3}{s}}{0{,}062m^2}$$

$$\mathbf{vel\ 2 = 5{,}97 m/s}$$

1.3 A una tobera entra aire constantemente con 2,2 kg/m3 y 40 m/s y sale con 0,762 kg/m3 y 180 m/s. si el área de entrada de la tobera es 90 cm2, determine a) tasa de flujo de masa por la tobera. b) el área de salida de esta

a)

$$m = \rho_1 A_1 V_1$$

$$m = 2{,}21\frac{kg}{m^3} * 0{,}009m^2 * 40\frac{m}{s}$$

$$m = 0{,}80\frac{kg}{s}$$

b)

$$m = \rho_2 A_2 V_2$$

$$A_2 = \frac{0{,}80\frac{kg}{s}}{\rho_2 * V_2}$$

$$A_2 = \frac{m}{0{,}76\frac{kg}{m^3} * 180\frac{m}{s}}$$

$$A_2 = 0{,}0058\ m^2$$

2. Trabajo de Flujo ; Energía de un fluido en Movimiento y Análisis de Energía de un flujo Estacionario

2.1 A la entrada de un dispositivo de flujo estacionario se encuentra que la presión es 100 PSIa y que la densidad del fluido es 62.4 lb/ft3. A la salida la presión es igual a 50 PSIa y la densidad correspondiente es igual 30 lb/ft3. Determine el trabajo de flujo a la entrada y salida del dispositivo.

A la entrada

$$\frac{pv}{J} = \frac{100 * 144\left(1/_{62.4}\right)}{778} =$$

$$= 0.297\ \frac{Btu}{lb}$$

A la salida

$$\frac{pv}{J} = \frac{50 * 144\left(1/_{30}\right)}{778} =$$

$$= 0.308\ \frac{Btu}{lb}$$

2.2 Determinar el trabajo de flujo a la entrada y a la salida de un dispositivo de flujo estacionario en el que la presión de entrada es de 200 kPa y la densidad del fluido es de 1000 kg/m3. A la salida la presión es de 100kPa y la densidad de 250 kg/m3.

A la entrada

$$pv = (200 * 1000)\frac{N}{m2} * \frac{1}{1000\ ^{kg}/_{m3}} =$$

$$= 200\frac{Nm}{kg}$$

A la salida

$$pv = (100 * 1000)\frac{N}{m2} * \frac{1}{250\ ^{kg}/_{m3}} =$$

$$= 400\frac{Nm}{kg}$$

2.3 Sale vapor de agua de una olla de presion de 4L cuya presion de operación es de 150kPa. se observa que la cantidad de liquido en la olla disminuyo 0.6L en 40min despues de imponerse condiciones estacionariade operación, y que el area de la seccion transversal de la abertura de salida es de 8mm2. Determine a) el flujo masico del vapor y la velocidad de salida, b) las energias total y de flujo del vapor por unidad de masa y c) la tasa a la cual sale la energia de la olla con el vapor.

Solucion:

- Consideraciones
  - El flujo es estacionario y no se toma en cuenta el periodo de inicio.
  - Las energias cinetica y potencial son insignificanters, por lo tanto no se consideran
  - Todo el tiempo existen condicione s de saturacion dentro del a olla, de modo que el vapor sale de esta como vapor saturado a la presion de la olla
- Propiedades

  Las propiedades del agua liquida saturada y el vapor de agua a P=150kPa
  - vf=0.001053 m3/kg
  - vg=1.1594 m3/kg
  - uf=2519.2 kJ/kg

- hg=2693.1 kJ/kg

a. Una vez estabelcidas las condiciones estacionarias de operacion, existen todo el tiempo condiciones de saturacionen una olla de presion; por lo tanto, el liquido tiene las propiedades del liquido saturado y el vapor que sale tiene las el vapor saturado a la presion de operacion.

La cantidad de liquido que se ha evaporado, el flujo masico del vapor que sale y la velocidad de salida, son:

$$m = \frac{\Delta Vliq}{vf}$$

$$= \frac{0.6L}{\frac{0.001053m^3}{kg}}\left(\frac{1m^3}{1000L}\right) =$$

$$= 0.570kg$$

$$m = \frac{m}{\Delta t}$$

$$= \frac{0.570kg}{40\text{ min} = 0.0142\ kg/min}$$

$$= 2.37x10^{-4}$$

$$V = \frac{m}{\rho A} = \frac{mV}{A}$$

$$= \frac{\left(2.37x10^{-4}\ \frac{kg}{s}\right)\left(1.1594\ \frac{m^3}{kg}\right)}{8x10^{-6}}$$

$$= 34.4m/s$$

b. Como h=u+Pv y que las energías cinética y potencial no son tomadas en cuenta, las energías de flujo y total del vapor que sale son

$$e = pv = h - u = 2693.1 - 2519.2 = 173.9\ \frac{kJ}{kg}$$

$$\theta = h + ec + ep = h = 2693.1\frac{kJ}{kg}$$

c. La tasa a la cual la energía sale de la olla por medio de la masa es simplemente el producto del flujo másico y la energía total del vapor saliente por unidad de masa

$$Emasa = m\theta$$

$$= \left(2.37x10^{-4}\frac{kg}{s}\right)\left(2693.1\frac{kJ}{kg}\right)$$

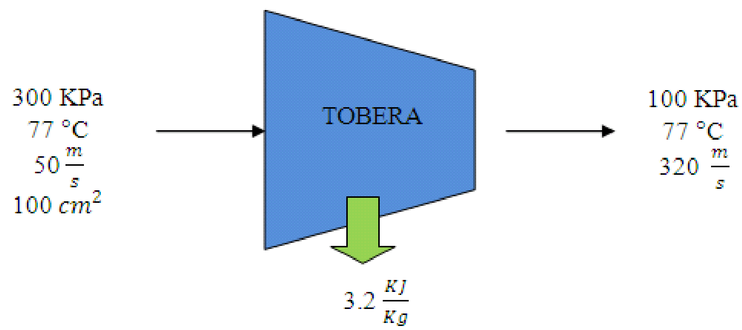
$$= 0.638\ \frac{kJ}{s} = 0.638\ kW$$

3. Flujo estacionario en tuberías y ductos

3.1 Entra Aire a una tobera a 300 kPa, 77 °C y 50 m/s y sale a 100 kPa y 320 m/s. Las pérdidas de calor de la tobera se estiman en 3,2 kJ/kg de aire que fluye. El área de entrada de la tobera es de 100 cm2. Determine:

a. La temperatura de salida del aire

b. El área de salida de la tobera.



Flujo de calor

Como al aire se lo considera como gas ideal calculamos la densidad con la ecuación de estado de gas ideal.

$$\boldsymbol{\rho_1 = \frac{P_1 M}{RT_1}}$$

$$\rho_1 = \frac{300\text{kPa} * 28{,}84\,\frac{\text{kg}}{\text{kg}-\text{mol}}}{8{,}314\,\frac{\text{kPam}^3}{\text{kg}-\text{molK}} * (273+77)\text{K}}$$

$$\rho_1 = 2{,}973\,\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\boldsymbol{m = \rho_1 v_1 A_1}$$

$$m = 2{,}973\,\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 50\,\frac{\text{m}}{\text{s}} * 0{,}01\text{m}^2$$

$$m = 1{,}486\,\frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Área de salida

$$\boldsymbol{\rho_2 = \frac{P_2 M}{RT_2}}$$

$$\rho_2 = \frac{100\text{kPa} * 28{,}84\,\frac{\text{kg}}{\text{kg}-\text{mol}}}{8{,}314\,\frac{\text{kPam}^3}{\text{kg}-\text{molK}} * 296{,}85\text{K}}$$

$$\rho_2 = 1{,}169\,\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

El área de salida de la tobera:

$$\boldsymbol{m} = \boldsymbol{\rho_2 v_2 A_2}$$

$$\mathbf{A_2} = \frac{\boldsymbol{m}}{\boldsymbol{\rho_2 v_2}}$$

$$\mathrm{A_2} = \frac{1{,}486\,\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}}{1{,}169\,\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m^3}} * 320\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}}$$

$$\mathrm{A_2} = 3{,}974 * 10^{-3}\mathrm{m^2}$$

$$\mathbf{A_2} = \mathbf{39{,}74}\ \boldsymbol{cm^2}$$

Balance de energía

$$\boldsymbol{\Delta h} + \mathbf{\Delta e_c} = \mathbf{q}$$

$$(\boldsymbol{h_2} - \boldsymbol{h_1}) + \frac{\mathbf{v_2}^2 - \mathbf{v_1}^2}{\mathbf{2}} = \mathbf{q}$$

La T_1 = 350K = h_1 ≡ 350 kJ/kg , puesto que se considera al aire como gas ideal.

$$(h_2 - 350)\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}} + \frac{\left(320\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)^2 - \left(50\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)^2}{2} * \frac{1\ \mathrm{kJ/kg}}{1000\mathrm{m^2/s^2}} = -3{,}2\ \mathrm{kJ/kg}$$

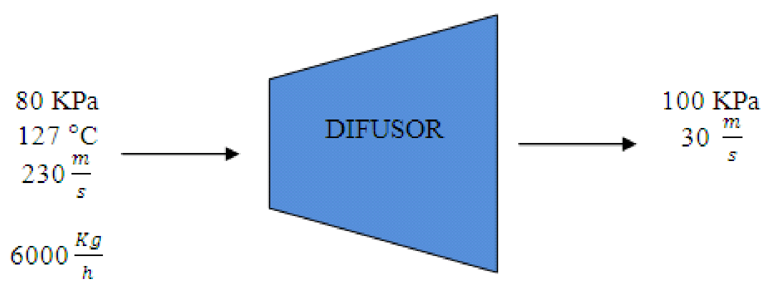
$$h_2 = 296{,}85\ \mathrm{kJ/kg}$$

$$\boldsymbol{T_2} = \mathbf{296{,}85\ K}$$

3.2 Aire a 80 kPa y 127 °C entra a un difusor adiabático a una relación de 6000 kg/h y sale a 100 kPa. La velocidad de la corriente de aire se reduce de 230 m/s a 30 m/s cuando pasa por el difusor. Determine:

a. La temperatura de salida del aire.

b. El área de salida del difusor



Balance de energía

$$\boldsymbol{\Delta h} + \mathbf{\Delta e_c} = \mathbf{0}$$

$$(\boldsymbol{h_2} - \boldsymbol{h_1}) + \frac{\mathbf{v_2}^2 - \mathbf{v_1}^2}{\mathbf{2}} = \mathbf{0}$$

T_1 = 400K = h_1 ≡ 400 kJ/kg

$$(h_2 - 400)\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}} + \frac{\left(30\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)^2 - \left(230\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)^2}{2} * \frac{1\ \mathrm{kJ/kg}}{1000\mathrm{m^2/s^2}} = 0$$

$$h_2 = 426 \text{ kJ/kg}$$

$$\mathbf{T_2 = 426\ K}$$

Área de salida

$$\boldsymbol{\rho_2 = \frac{P_2 M}{RT_2}}$$

$$\rho_2 = \frac{100\text{kPa} * 28{,}84 \frac{\text{kg}}{\text{kg} - \text{mol}}}{8{,}314 \frac{\text{kPam}^3}{\text{kg} - \text{molK}} * 426\text{K}}$$

$$\rho_2 = 0{,}814 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Calculamos el área de salida:

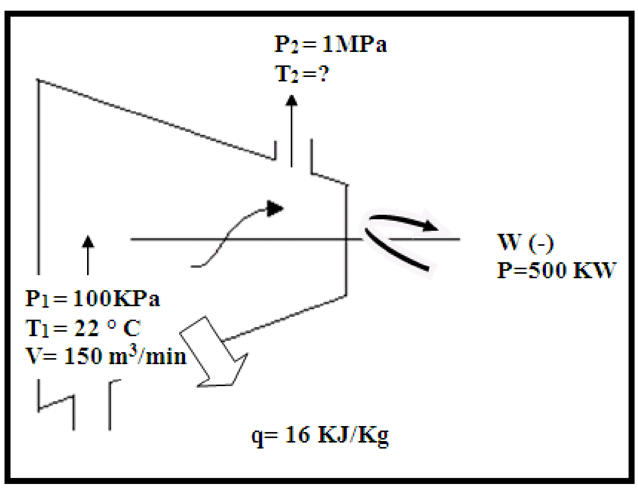
$$\boldsymbol{m = \rho_2 v_2 A_2}$$

$$\boldsymbol{A_2 = \frac{m}{\rho_2 v_2}}$$

$$A_2 = \frac{6000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}}{0{,}814 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 30 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$\mathbf{A_2 = 0{,}068\ m^2}$$

3.3 Se comprime aire de 100 kPa y 22 °C a una presión de 1 MPa mientras se enfría una relación de16kJ/kg a circular agua por la caja del compresor. La relación de flujo de volumen del aire en las condiciones de entrada es de 150 m3/min y la entrada de potencia al compresor es de 500 kW. Determine:



$$m = \frac{P_1 V M}{R T_1}$$

$$m = \frac{100KPa \times 150\, {}^{m^3}\!/_{min} \times 28.8\ \frac{Kg}{Kmol}}{8.1314 \times 295}$$

$$m = 180\frac{Kg}{min} = 3\frac{Kg}{s}$$

a) Temperatura de salida del compresor

$$\Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p = q - w$$

$$\Delta e_c = 0$$
$$\Delta e_p = 0$$
$$\Delta h = q - w$$
$$h_2 - h_1 = q - w$$
$$h_2 = q - w + h_1$$
$$h_2 = -16\frac{KJ}{Kg} - \left(-500\frac{KJ}{s} \times \frac{s}{3Kg}\right) + 295$$
$$h_2 = 445.66\ \frac{KJ}{Kg}$$
$$\boxed{T_2 = 445.66\ K}$$

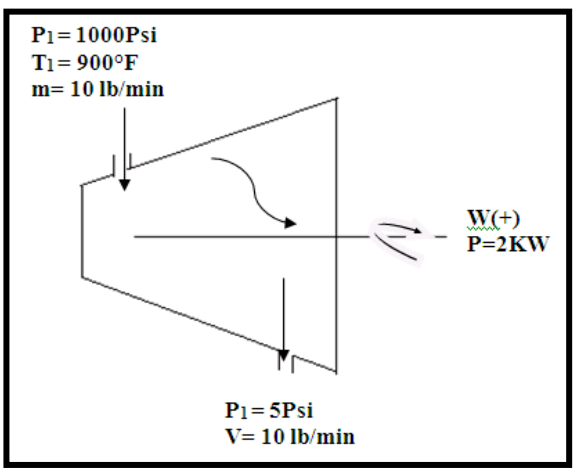
b) Flujo de aire

$$V = \frac{gRT_2}{MP_2}$$

$$V = \frac{3 \times 8.1314 \times 445.66}{28.8 \times 1000}$$

$$\boxed{V = 0.377\ {m^3}/{s}}$$

3.4 Entra vapor a una turbina adiabática a 1000 psia y 900 °F a una relación de 10 lb/min y sale a 5 psia. Si la salida de potencia de la turbina es de 2 MW, determine la temperatura del vapor a la salida de la turbina.



$$\Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p = q - w$$

$$\Delta e_c = 0$$
$$\Delta e_p = 0$$
$$q = 0$$
$$\Delta h = -w$$
$$h_2 - h_1 = -w$$
$$h_2 = h_1 - w$$

$$h_2 = 1448.1\frac{Btu}{lb} - \left(2000\frac{KJ}{s} \times \frac{1\,Kcal}{3.186KJ} \times \frac{1000cal}{1Kcal} \times \frac{1BTU}{252cal} \times \frac{s}{10lb}\right)$$

$$h_2 = 1448.1\frac{Btu}{lb} - \left(2000\frac{KJ}{s} \times \frac{1\ Kcal}{4.186KJ} \times \frac{1000cal}{1Kcal} \times \frac{1BTU}{252cal} \times \frac{s}{10lb}\right)$$

$$h_2 = 1448.1\frac{BTU}{lb} - 189.57\frac{BTU}{lb}$$

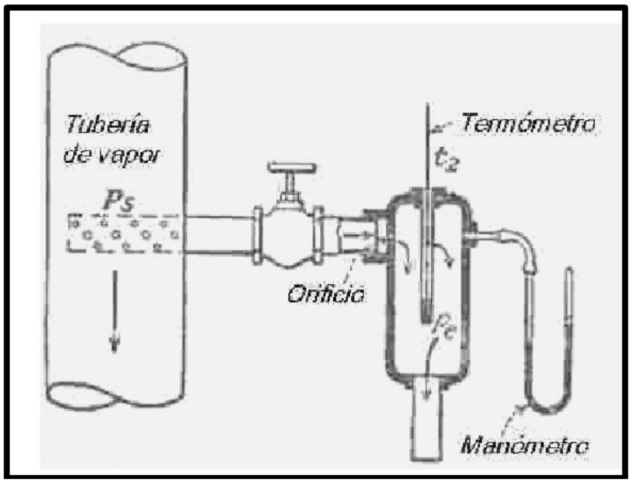
$$h_2 = 1258.53\frac{BTU}{lb}$$

$$la\ temperatura\ que\ corresponde\ a\ la\ h_2 = 1258.53\frac{BTU}{lb}$$

$$T_2 = 437.1\ °F$$

4. Válvulas de estrangulamiento

4.1 Supongamos que en la tubería del croquis circula vapor de 15 psig (2 atm), y el termómetro mide una temperatura de 226 °F (108°C). ¿Cuál será el título del vapor circulante?



Resolución:

- Puesto que admitimos que la presión reinante en el interior del recipiente es la atmosférica, en tablas de vapor hallamos que a 1 atm y 108 °C la entalpía del vapor es 1157 BTU/lb
- En la tubería la presión es 2 atm, tenemos que:

hg2=1163,7 BTU/lb

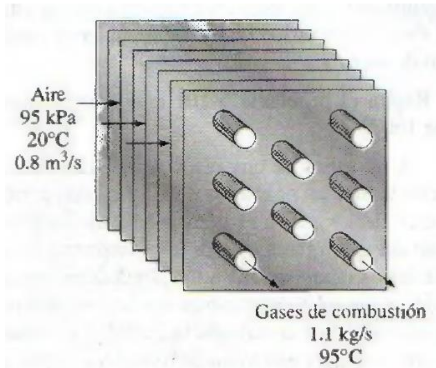
hf2= 217,73 BTU/lb

$$h1=h2=hf2 + hfg2(x)$$

$$x= \frac{h1-hf2}{hfg2}$$

Así podemos obtener que el título de vapor es de 99.2%.

4.2 Se va a precalentar aire (Cp=1.005 KJ/Kg°C) usando gases de combustión calientes, en un intercambiador de calor de flujos cruzados, antes de entrar a un horno. El aire entra al intercambiador a 95 kPa y 20 °C a una razón de 0.8 m3/s. Los gases de combustión (Cp=1.10 KJ/Kg°C) entran a 180 °C a una razón de 1.1kg/s y salen a 95°C. Determine la tasa de transferencia de calor al aire y su temperatura de salida.



Asumimos

1. Operación Estacionaria
2. El intercambiador está aislado
3. $\Delta Ec = 0, \Delta Ep = 0$
4. Las propiedades del fluido son constantes

Procedimiento

$$E_{Entrada} - E_{Salida} = E_{sistema} = 0$$

$$E_{Entrada} = E_{Salida}$$

$$\Delta Ec = 0, \Delta Ep = 0$$

$$q = \Delta H$$

$$mh_1 = Q_{Salida} + mh_2$$

$$Q_{Salida} = mC_P(T_1 - T_2)$$

La transferencia de calor

$$Q_{Gas} = mC_P(T_{Entrada} - T_{Salida})$$

$$Q_{Gas} = 1.1kg/s * 1.1kJ/Kg°C\ (180°C - 95°C)$$

$$\boldsymbol{Q_{Gas} = 102.82kW}$$

La cantidad de aire es:

La constante del aire R=$0.287kJ/kg°K$

$$m = \frac{PV}{RT}$$

$$m = \frac{95kPa*0.8m^3/s}{0.287kJ/kg°K*298°K} = 0.904kg/s$$

El calor que pierden los gases de combustión, gana el aire

$$Q = mC_P(T_{Salida} - T_{Entrada})$$

$$T_{Salida} = T_{Entrada} + \frac{Q}{mC_P}$$

$$T_{Salida} = 20°C + \frac{102.82kW}{0.904kg/s * 1.005\ KJ/kg°C}$$

$$T_{Salida} = 133.2°C$$

4.3 "Entra agua líquida a 25°C y flujo volumétrico de 7.5 lt/s a una cámara de mezclado. Se inyecta vapor a 1.5 bar y 120 °C de tal forma que el flujo a la salida es líquido a 90°C. Determine la cantidad de vapor requerida."

Solución:

- Se asume un proceso adiabático y un fluido incompresible

Datos

$T_1 = 25 + 273.15)°K$

$T_1 = 120 + 273.15)°K$

$T_3 = 90 + 273.15)°K$

$P_1 = 1.5\ bar$

$\omega_1 = 7.5 \frac{dm^3}{s}$

DE LAS TABLAS DE VAPOR

$H_1 = 104.70684\ \frac{kJ}{kg}$ $S_1 = 0.35802\ \frac{kJ}{kg*°K}$

$V_1 = 0.35802\ \frac{cm^3}{g}$

$m_{f1} = \frac{\omega_1}{V_1}$

$m_{f1} = 7.465\ \frac{kg}{s}$

$H_2 = 2711.019186\ \frac{kJ}{kg}$ $S_2 = 7.2689\ \frac{kJ}{kg*°K}$

$H_3 = 377.03923\ \frac{kJ}{kg}$ $S_3 = 1.19263295\ \frac{kJ}{kg*°K}$

POR LOS BALANCES DE MASA Y ENERGIA

$$m_{f3} = m_{f1} + m_{f2}$$

$$m_{f3} * H_3 = m_{f1} * H_1 + m_{f2} * H_2 = m_{f1} * H_1 + (m_{f3} - m_{f1}) * H_2$$

$$m_{f3} = \frac{m_{f1} * H_1 - m_{f1} * H_2}{H_3 - H_2}$$

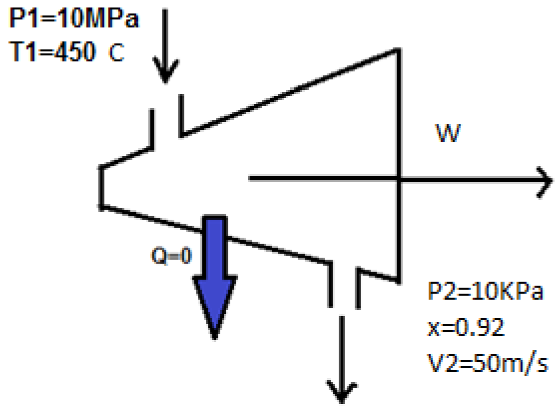
$$m_{f3} = 8.336\ \frac{kg}{s}$$

$$m_{f2} = m_{f3} - m_{f1}$$

$$\boldsymbol{m_{f2} = 0.871\frac{kg}{s}}$$

5. Expansión de gases

5.1 Fluye vapor a través de una turbina adiabática. Las condiciones de entrada son 10MPa, 450 $℃$ y 80m/s y las condiciones de salida son 10KPa, 92% de calidad y 50 m/s, el flujo de vapor es de 12Kg/s. determine la salida de potencia de la turbina y el área de entrada de la turbina



BALANCE DE ENERGIA:

$$\Delta ec + \Delta ep + \Delta h = q - w$$

$$\Delta h + \Delta ec = -w$$

$$h2 - h1 + \Delta ec = -w$$

EVALUACION DE LAS ENTALPIAS:

Condiciones a la entrada:

$$\left.\begin{matrix} P1 = 10MPa \\ T1 = 450°C \end{matrix}\right\} h1 = 3240.9KJ/Kg$$

Condiciones a la salida:

$$\left.\begin{matrix} P2 = 10KPa \\ x = 0.92 \end{matrix}\right\} h_l = \frac{191.83KJ}{Kg};\ h_v = \frac{2584.7KJ}{Kg}$$

$$h_2 = h_p = h_l + x(h_v - h_l)$$

$$h_2 = h_p = 191.83 + 0.92(2584.7 - 191.83)$$

$$h_2 = h_p = 2393.27KJ/Kg$$

$$w = -(h2 - h1) - \Delta ec$$

$$w = -(h2 - h1) - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

$$w = -(2393.2 - 3240.9)\frac{KJ}{Kg} - \frac{\left(\frac{50m}{s}\right)^2 - \left(\frac{80m}{s}\right)^2}{2} * \frac{KJ/Kg}{1000m^2/s^2}$$

$$w = 846.65\frac{KJ}{Kg} * 12\frac{Kg}{s} = 10159.8KW$$

$$\boldsymbol{w = 10159.8KW}$$

Calculo del área:

$$m1 = \ \delta 1 * V1 * A1$$

$$A1 = \frac{m1 * v1}{V1}$$

$$A1 = \frac{12Kg/s * 0.02975m^3/Kg}{80m/s}$$

$$\boldsymbol{A1 = 0.00446m^2}$$

5.2 El vapor fluye uniformemente a travez de una turbina adiabatica pequeña con una velocidad de flujo masico de 0.5 kg/s. la presión y la temperatuira de la entrada son 10 bar y 380 º C respectivamente . La velocidad de vapor de la salida es de 38 m/s , y el area de la seccion transversal del tubo de salida es 0.2 m^2 . La potencia desarrollada de la turbina es de 310KW . Determinar la presión y temperatura a la salida de la turbina cuando se trabaja en las condiciones mencionadas. Despreciar los terminos de la ecuacion energética de flujo estacionario referentes a la velocidad y gravedad.

Ecuación energética

$$h_1 - h_2 = \frac{{}_1\dot{W}_2}{\dot{m}} \ \text{(despreciando } \Delta E_c, \Delta Ep, {}_1\dot{Q}_2\text{)}$$

$$= \frac{310 \ \frac{kJ}{s}}{0{,}5 \ \frac{kJ}{-}} = 620 \ \frac{kJ}{kg}$$

$$h_1 = 3158 + \frac{30}{50} \ (3264 - 3158) = 3221{,}6 \ \frac{kJ}{kg}$$

Así pues, $h_2 = 3221{,}6 - 620 = 2601{,}6 \ \frac{kJ}{kg}$

Ecuación de continuidad de la masa

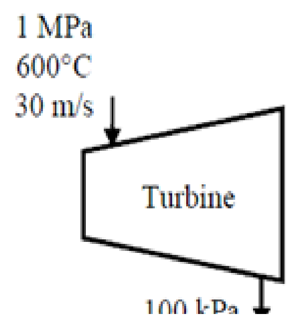
$$v_2 = \frac{u_2 A_2}{\dot{m}} = \frac{38\ \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0{,}2\ \text{m}^2}{0{,}5\ \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 15{,}2\ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\text{Por tanto, } p_2 = \frac{0{,}3}{1{,}3}\ \frac{(h_2 - 1943)}{100 \times v_2} = \frac{0{,}3}{1{,}3}\ \frac{(2601{,}6 - 1943)}{100 \times 15{,}2} = 0{,}10\ bar$$

$$\text{y} \qquad T_2 = (45{,}8 + 50)\ ^\circ\text{C} + \frac{(2601{,}6 - 2592)}{(2688 - 2592)}\ (100 - 50)\ \text{K (página 6)}$$

$$T_2 = 100{,}8^\circ C$$

5.3 En una tubería de flujo estacionario, se expande aire de 1000kPa y 600^{0}C en la entrada, hasta 100kPa y 200^{0}C en la salida. El área y la velocidad de entrada son 0,1 m^2 y30 m/s. respectivamente, y la velocidad de salida es 10 m/s. Determine la tasa de flujo de masa, y el área de la salida.



$R = 0.287\ \text{kPa·m}^3\text{/kg·K}$

$$\nu_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(600+273\ \text{K})}{1000\ \text{kPa}} = 0.2506\ \text{m}^3/\text{kg}$$

$$\nu_2 = \frac{RT_2}{P_2} = \frac{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(200+273\ \text{K})}{100\ \text{kPa}} = 1.3575\ \text{m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{m} = \frac{A_1 V_1}{\nu_1} = \frac{(0.1\ \text{m}^2)(30\ \text{m/s})}{0.2506\ \text{m}^3/\text{kg}} = \mathbf{11.97\ kg/s}$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}\nu_2}{V_2} = \frac{(11.97\ \text{kg/s})(1.3575\ \text{m}^3/\text{kg})}{10\ \text{m/s}} = \mathbf{1.605\ m^2}$$

6. Procesos de Compresión

6.1 Se comprime aire de manera estacionaria por medio de un compresor reversible desde un estado de entrada de 100kPa y 300K hasta una presión de salida de 900 kPa.

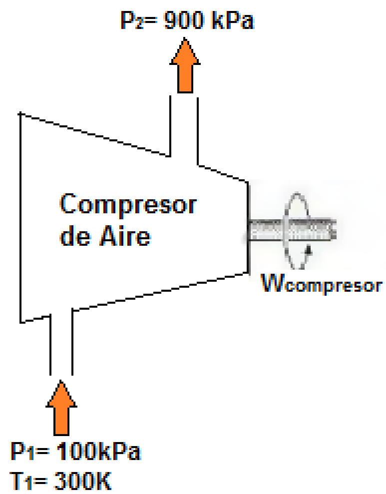
Determine el trabajo del compresor por unidad de masa para:

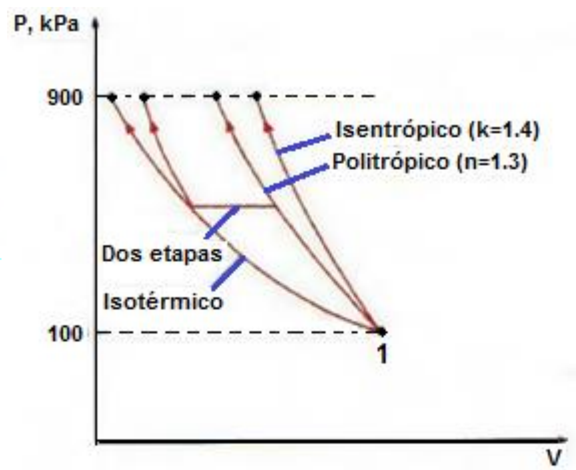
a) La compresión isentrópica con k=1.4

b) La compresión politrópica con n=1.3

c) La compresión isotérmica

d) La compresión ideal en dos etapas con interenfriamiento y un exponente politrópico de 1.3





SOLUCIÓN:

Suponiendo que el Aire actúa como gas ideal y que los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes.

$$R = 8.314\,\frac{J}{mol.K} * \frac{1\,mol}{29\,g} * \frac{1kJ}{1000\,J} * \frac{1000\,g}{1\,Kg} = 0.287\frac{kJ}{Kg.K}$$

a) Compresión isentrópica con k=1.4

$$W_{com,entrada} = \frac{kRT_1}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]$$

$$W_{com,entrada} = \frac{(1.4)\left(0.287\frac{kJ}{kg.K}\right)(300K)}{1.4-1}\left[\left(\frac{900\,kPa}{100\,kPa}\right)^{(1.4-1)/1.4} - 1\right]$$

$$W_{com,entrada} = 263.21\,\frac{kJ}{kg}$$

b) Compresión Politrópica con n=1.3

$$W_{com,entrada} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

$$W_{com,entrada} = \frac{(1.3)\left(0.287\frac{kJ}{kg.K}\right)(300K)}{1.3-1}\left[\left(\frac{900\,kPa}{100\,kPa}\right)^{(1.3-1)/1.3} - 1\right]$$

$$W_{com,entrada} = 246.39\,\frac{kJ}{kg}$$

c) Compresión Isotérmica

$$W_{com,entrada} = RT ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$
$$W_{com,entrada} = \left(0.287\frac{kJ}{kg.K}\right)(300K) ln\left(\frac{900\ kPa}{100\ kPa}\right)$$

$$W_{com,entrada} = 189.18\ \frac{kJ}{kg}$$

d) Compresión ideal en dos etapas con interenfriamiento y un exponente politrópico de 1.3

Para minimizar el trabajo de compresión en las dos etapas, la relación de presión debe ser la misma:

$$P_x = (P_1 P_2)^{1/2}$$
$$P_x = ((100\ kPa)(900\ kPa))^{1/2}$$

$$P_x = 300\ kPa$$

Cuando se satisface esta condición, el trabajo de compresión en cada etapa se vuelve idéntico:

$$W_{com\ 1,entrada} = W_{com\ 2,entrada}$$
$$W_{com,entrada} = 2 * W_{com\ 1,entrada}$$

$$W_{com,entrada} = 2 * \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

$$W_{com,entrada} = 2 * \frac{(1.3)\left(0.287\frac{kJ}{kg.K}\right)(300K)}{1.3-1}\left[\left(\frac{300\ kPa}{100\ kPa}\right)^{(1.3-1)/1.3} - 1\right]$$

$$W_{com,entrada} = 215.32\frac{kJ}{kg}$$

Efecto de la eficiencia en la entrada de potencia del compresor

Mediante un compresor adiabático se comprime aire de 100KPa y 12°C a una presión de 800KPa a una tasa estacionaria de 0.2Kg/s. Si la eficiencia isentropica del compresor es 80%, determine a) la temperatura de salida del aire y b) la potencia de entrada requerida en el compresor

Mediante un compresor adiabático se comprime aire de 100KP

6.2 Efecto de eficiencia en la entrada de potencia del compresor

Mediante un compresor adiabático se comprime aire de 100 kPa y 12°C a una presión de 800 kPa a una tasa estacionaria de 0.2 kg/s. Si la eficiencia isentrópica del compresor es 80 por ciento, determine *a)* la temperatura de salida del aire y *b)* la potencia de entrada requerida en el compresor.

Solución El aire se comprime a una presión y una tasa especificadas. Se determinarán la temperatura de salida y la potencia de entrada para una eficiencia isentrópica dada.

Suposiciones **1** Existen condiciones de operación estacionarias. **2** El aire es un gas ideal. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis En la figura 7-53 se ofrece un esquema del sistema y un diagrama *T-s* del proceso.

a) Sólo se conoce una propiedad (la presión) en el estado de salida y es necesario saber otra más para determinar el estado y así conocer la temperatura de salida. La propiedad que puede determinarse con mínimo esfuerzo en este caso es h_{2a} porque se tiene la eficiencia isentrópica del compresor. A la entrada de este dispositivo,

$$T_1 = 285\text{ K} \quad \rightarrow \quad h_1 = 285.14\text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-17)}$$
$$(P_{r1} = 1.1584)$$

La entalpía del aire al final del proceso de compresión isentrópica se determina al usar una de las relaciones isentrópicas de los gases ideales,

$$P_{r2} = P_{r1}\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 1.1584\left(\frac{800\text{ kPa}}{100\text{ kPa}}\right) = 9.2672$$

y

$$P_{r2} = 9.2672 \quad \rightarrow \quad h_{2s} = 517.05\text{ kJ/kg}$$

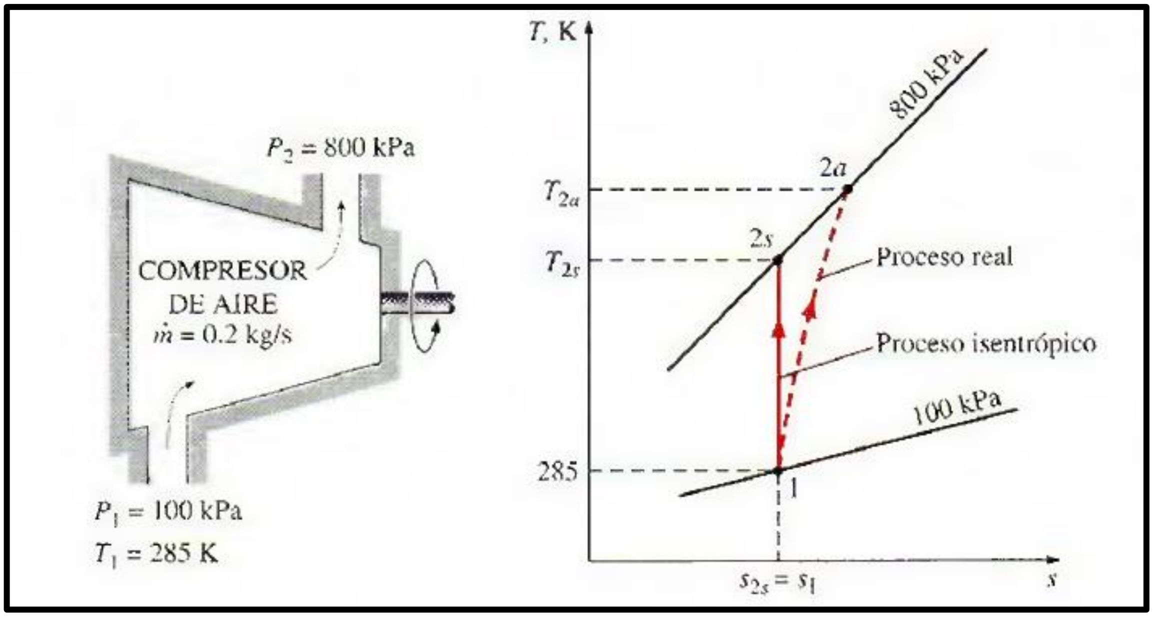
Al sustituir las cantidades conocidas en la relación de eficiencia isentrópica, se obtiene

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad \rightarrow \quad 0.80 = \frac{(517.05 - 285.14)\text{ kJ/kg}}{(h_{2a} - 285.14)\text{ kJ/kg}}$$

Así,

$$h_{2a} = 575.03\text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_{2a} = \mathbf{569.5\text{ K}}$$

Diagrama T=f(S)



6.3 Determine el trabajo de entrada del compresor requerido para comprimir isotrópicamente agua de 100 KPa a 1MPa asumiendo que el agua existe como

a) Liquido saturado

b) Vapor saturado en el estado inicial

Representación del problema

Solución Se comprimirá agua isentrópicamente de una presión dada a otra especificada. Se determinará el trabajo de entrada para los casos en que el agua es un líquido saturado y vapor saturado a la entrada.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. **2** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes. **3** El proceso se considera isentrópico.

Análisis Primero se toma como *sistema* a la turbina y después a la bomba, ambas son volúmenes de control porque la masa cruza sus fronteras. En la figura 7-43 se ofrecen los esquemas de la bomba y la turbina junto con el diagrama *T-s.*

a) En este caso, el agua es inicialmente un líquido saturado y su volumen específico es

$$v_1 = v_{f\,@\,100\text{ kPa}} = 0.001043\text{ m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tabla A-5)}$$

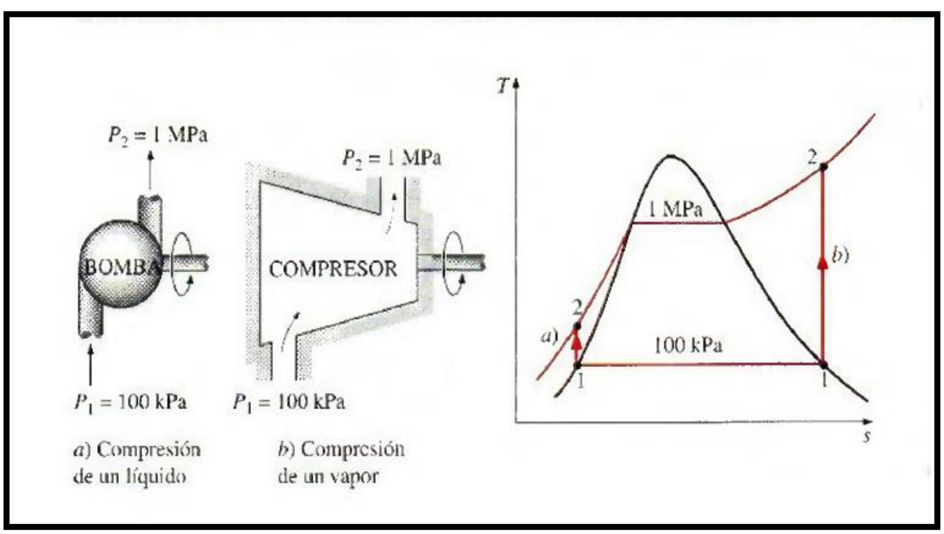
que permanece esencialmente constante durante el proceso. Por lo tanto,

$$w_{\text{rev,entrada}} = \int_1^2 v\,dP \cong v_1(P_2 - P_1)$$

$$= (0.001043\text{ m}^3/\text{kg})[(1\,000 - 100)\text{ kPa}]\left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= \mathbf{0.94\ kJ\ kg}$$

Diagrama T=f(S)



Parte b)

$$\left.\begin{array}{l} T\,ds = dh - v\,dP \quad \text{(Ec. 7-24)} \\ ds = 0 \quad \text{(proceso isentrópico)} \end{array}\right\} \quad v\,dP = dh$$

Por lo tanto,

$$w_{\text{rev,entrada}} = \int_1^2 v\,dP = \int_1^2 dh = h_2 - h_1$$

También es posible obtener este resultado de la relación de balance de energía para un proceso isentrópico de flujo estacionario. Luego se determinan las entalpías:

$$\textit{Estado 1:} \quad \left.\begin{array}{r} P_1 = 100\text{ kPa} \\ \text{(vapor saturado)} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} h_1 = 2\,675.0\text{ kJ/kg} \\ s_1 = 7.3589\text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array} \quad \text{(Tabla A-5)}$$

$$\textit{Estado 2:} \quad \left.\begin{array}{r} P_2 = 1\text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}\right\} \quad h_2 = 3\,194.5\text{ kJ/kg} \quad \text{(Tabla A-6)}$$

Así, $$w_{\text{rev,entrada}} = (3\,194.5 - 2\,675.0)\text{ kJ/kg} = 519.5\text{ kJ/kg}$$

7. CICLO BRAYTON

7.1 Un ciclo Brayton sencillo con aire como el fluido de trabajo tiene una relación de presión de 8. La temperatura del aire a la salida de la turbina, la salida de trabajo de la red, y la eficiencia térmica deben ser determinados.

Existen Supuestos 1 las condiciones de funcionamiento constante. 2 Los supuestos de aire estándar son aplicables. 3 cambios de energía cinética y potencial son despreciables. 4 El aire es un gas ideal con calores específicos constantes.

Propiedades Las propiedades del aire a temperatura ambiente son cp = 1,005 kJ / kg · K yk = 1,4 (Tabla A-2).

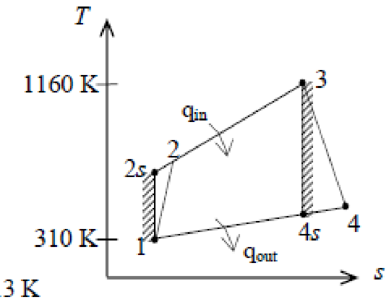
Análisis (a) Usando el compresor y las relaciones de rendimiento de la turbina

$$T_{2s} = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (310\text{ K})(8)^{0.4/1.4} = 561.5\text{ K}$$

$$T_{4s} = T_3\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{(k-1)/k} = (1160\text{ K})\left(\frac{1}{8}\right)^{0.4/1.4} = 640.4\text{ K}$$

$$\eta_C = \frac{h_{2s}-h_1}{h_2-h_1} = \frac{c_p(T_{2s}-T_1)}{c_p(T_2-T_1)} \longrightarrow T_2 = T_1 + \frac{T_{2s}-T_1}{\eta_C}$$

$$= 310 + \frac{561.5-310}{0.75} = 645.3\text{ K}$$



$$\eta_T = \frac{h_3-h_4}{h_3-h_{4s}} = \frac{c_p(T_3-T_4)}{c_p(T_3-T_{4s})} \longrightarrow T_4 = T_3 - \eta_T(T_3-T_{4s})$$

$$= 1160-(0.82)(1160-640.4)$$

$$= \mathbf{733.9\ K}$$

(b) $$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3-T_2) = (1.005\text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(1160-645.3)\text{K} = 517.3\text{ kJ/kg}$$

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p(T_4-T_1) = (1.005\text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(733.9-310)\text{K} = 426.0\text{ kJ/kg}$$

$$w_{net,out} = q_{in} - q_{out} = 517.3 - 426.0 = \mathbf{91.3\ kJ/kg}$$

(c) $$\eta_{th} = \frac{w_{net,out}}{q_{in}} = \frac{91.3\text{ kJ/kg}}{517.3\text{ kJ/kg}} = \mathbf{17.6\%}$$

7.2 Un ciclo Brayton ideales sencillo con aire como fluido de trabajo opera entre la temperatura y los límites de presión especificado. El trabajo neto y la eficiencia térmica se han de determinar.

Existen Supuestos 1 las condiciones de funcionamiento constante. 2 Los supuestos de aire estándar son aplicables. 3 cambios de energía cinética y potencial son despreciables. 4 El aire es un gas ideal con calores específicos constantes.

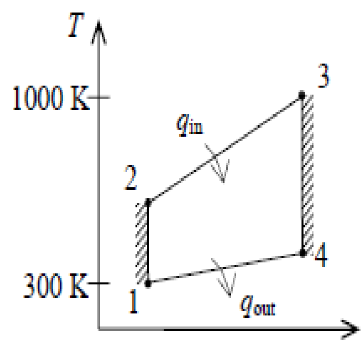
Propiedades Las propiedades del aire a temperatura ambiente son cp = 1,005 kJ / kg · K yk = 1,4 (Tabla A-2a).

Análisis mediante las relaciones isentrópicas para un gas ideal

$$T_2 = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (300\text{ K})\left(\frac{2000\text{ kPa}}{100\text{ kPa}}\right)^{0.4/1.4} = 706.1\text{ K}$$

Similarly,

$$T_4 = T_3\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{(k-1)/k} = (1000\text{ K})\left(\frac{100\text{ kPa}}{2000\text{ kPa}}\right)^{0.4/1.4} = 424.9\text{ K}$$



La aplicación de la primera ley para el calor a presión constante además proceso produce

$q$entrada = $h3 - h2 = c\ p\ (T3 - T2)$

= (1.005 kJ/kg · K)(1000 − 706.1)K

= 295.4 kJ/kg

Similar

$q$salida = $h4 - h1 = c\ p\ (T4 - T1)$

= (1.005 kJ/kg *K)(424.9 − 300)K

= 125.5 kJ/kg

La producción de trabajo neto es entonces

$w_{net} = q_{entrada} - q_{salida}$

$= 295.4 - 125.5$

$=$ **169.9 kJ/kg**

Y la eficiencia térmica de este ciclo es

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{169.9 \text{ kJ/kg}}{295.4 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.575}$$

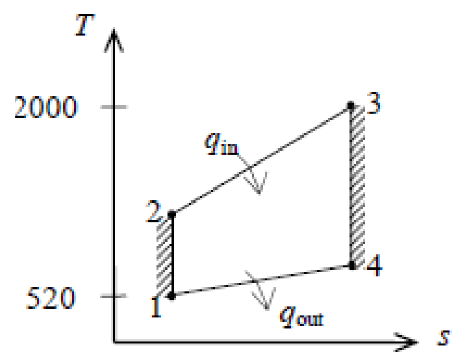
7.3 Un ciclo simple ideal de Brayton con aire como fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 10. El aire entra al compresor a 520 R y la turbina a 2000 R. tomando en cuenta la variación de calores específicos con la temperatura, determine: a) la temperatura del aire a la salida del compresor, b) la relación de retrotrabajo y c) la eficiencia térmica:

Analysis (*a*) Noting that process 1-2 is isentropic,

$$T_1 = 520 \text{ R} \longrightarrow \begin{array}{l} h_1 = 124.27 \text{ Btu/lbm} \\ P_{r_1} = 1.2147 \end{array}$$

$$P_{r_2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r_1} = (10)(1.2147) = 12.147 \longrightarrow \begin{array}{l} T_2 = 996.5 \text{ R} \\ h_2 = 240.11 \text{ Btu/lbm} \end{array}$$

Diagrama T=f(S)



(*b*) Process 3-4 is isentropic, and thus

$$T_3 = 2000 \text{ R} \longrightarrow \begin{array}{l} h_3 = 504.71 \text{ Btu/lbm} \\ P_{r_3} = 174.0 \end{array}$$

$$P_{r_4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r_3} = \left(\frac{1}{10}\right)(174.0) = 17.4 \longrightarrow h_4 = 265.83 \text{ Btu/lbm}$$

$$w_{\text{C,in}} = h_2 - h_1 = 240.11 - 124.27 = 115.84 \text{ Btu/lbm}$$

$$w_{\text{T,out}} = h_3 - h_4 = 504.71 - 265.83 = 238.88 \text{ Btu/lbm}$$

Then the back-work ratio becomes

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{C,in}}}{w_{\text{T,out}}} = \frac{115.84 \text{ Btu/lbm}}{238.88 \text{ Btu/lbm}} = \mathbf{48.5\%}$$

(*c*)

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = 504.71 - 240.11 = 264.60 \text{ Btu/lbm}$$

$$w_{\text{net,out}} = w_{\text{T,out}} - w_{\text{C,in}} = 238.88 - 115.84 = 123.04 \text{ Btu/lbm}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net,out}}}{q_{\text{in}}} = \frac{123.04 \text{ Btu/lbm}}{264.60 \text{ Btu/lbm}} = \mathbf{46.5\%}$$

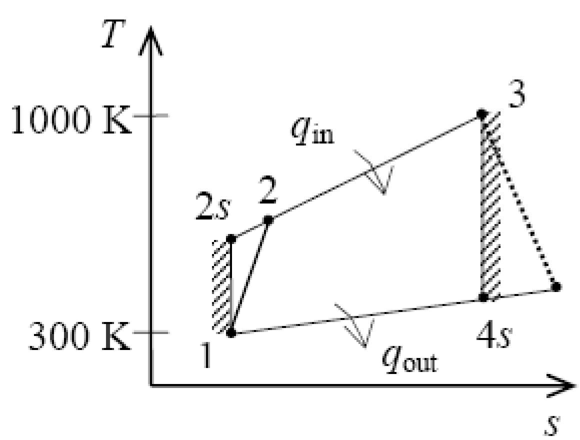
7.4 Un ciclo Brayton sencillo con aire como el fluido de trabajo opera entre la temperatura y los límites de presión especificado. Determine el trabajo neto y la eficiencia térmica.

Suposiciones: 1 las condiciones de funcionamiento constante. 2 Los supuestos de aire estándar son aplicables. 3 cambios de energía cinética y potencial son despreciables. 4 El aire es un gas ideal con calores específicos constantes.

Propiedades: Las propiedades del aire a temperatura ambiente son:

cp = 1.005 kJ/kg·K y *k* = 1.4

Para el proceso de compresión:



$$T_{2s} = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (300\text{ K})\left(\frac{2000\text{ kPa}}{100\text{ kPa}}\right)^{0.4/1.4} = 706.1\text{ K}$$

$$\eta_C = \frac{h_{2s}-h_1}{h_2-h_1} = \frac{c_p(T_{2s}-T_1)}{c_p(T_2-T_1)} \longrightarrow T_2 = T_1 + \frac{T_{2s}-T_1}{\eta_C}$$

$$= 300 + \frac{706.1-300}{0.80} = 807.6\text{ K}$$

Para el proceso de expansión:

$$T_{4s} = T_3\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{(k-1)/k} = (1000\text{ K})\left(\frac{100\text{ kPa}}{2000\text{ kPa}}\right)^{0.4/1.4} = 424.9\text{ K}$$

$$\eta_T = \frac{h_3-h_4}{h_3-h_{4s}} = \frac{c_p(T_3-T_4)}{c_p(T_3-T_{4s})} \longrightarrow T_4 = T_3 - \eta_T(T_3-T_{4s})$$

$$= 1000-(0.90)(1000-424.9)$$

$$= 482.4\text{ K}$$

La aplicación de la primera ley en la adición de calor a presión constante en el proceso 2-3 produce:

$$Q_{\text{in}} = m(h_3-h_2) = mc_p(T_3-T_2) = (1\text{ kg})(1.005\text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(1000-807.6)\text{K} = 193.4\text{ kJ}$$

Del mismo modo,

$$Q_{\text{out}} = m(h_4-h_1) = mc_p(T_4-T_1) = (1\text{ kg})(1.005\text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(482.4-300)\text{K} = 183.3\text{ kJ}$$

La producción de trabajo neto es entonces:

$$W_{\text{net}} = Q_{\text{in}} - Q_{\text{out}} = 193.4-183.3 = \mathbf{10.1\,kJ}$$

y la eficiencia térmica de este ciclo es:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} = \frac{10.1\text{ kJ}}{193.4\text{ kJ}} = \mathbf{0.0522}$$

8. Ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración

8.1 Un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y otras dos de expansión tiene una relación de presión total de 8. En cada etapa del compresor entra aire a 300 K y en cada etapa de la turbina entra a 1300 K. Determinar la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas, suponiendo que:

a) No hay regeneraciones

b) Hay un regenerador ideal con eficacia de 100 por ciento.

SOLUCION

a) En ausencia de regeneración, la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica se determinan a partir de los datos de tablas de vapor.

$$\boldsymbol{T_1} = 300K \rightarrow \qquad h_1 = 300.19\frac{KJ}{Kg}$$
$$P_{r1} = 1{,}386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} * P_{r1} = \sqrt{8}(1{,}386) = 3{,}92 \rightarrow T_2 = 403.3K$$
$$h_2 = 404.3K$$

$$\boldsymbol{T_6} = \mathbf{1}300K \rightarrow \qquad h_6 = 300.19\frac{KJ}{Kg}$$
$$P_{r6} = 330.9$$

$$P_{r2} = \frac{P_7}{P_6} * P_{r6} = \frac{1}{\sqrt{8}}(330{,}9) = 117.0 \rightarrow T_7 = 1006.4K$$
$$h_7 = 1053.33K$$

Entonces

$$w_{compr.entrada} = 2\left(w_{compresor\ entadada\ I}\right) = 2(h_2 - h_1) = 2(404.31 - 300.19) = 208.24\ KJ/Kg$$

$$w_{Turbina\ salida} = 2(w_{Tur.salida\ I}) = 2(h_6 - h_7) = 2(1395.97 - 1053.33) = 685.28\ KJ/Kg$$

$$w_{NETO} = w_{Turbina\ salida} - w_{compr.entrada} = 685.28 - 208.24 = 477.04\ KJ/Kg$$

$$q_{entrada} = q_{primario} + q_{recalentamiento} = (h_6 - h_4) + (h_8 - h_7)$$

$$q_{entrada} = (1395.97 - 404.31) + (1395.97 - 1053.33) = 1334.30\ KJ/Kg$$

Por lo tanto

$$r_{bw} = \frac{W_{Comp.entrada}}{W_{Turbina\ salida}} = \frac{208.24\ KJ/Kg}{685.28\ KJ/Kg}$$

$$\eta = \frac{W_{NETO}}{q_{entrada}} = \frac{477.04\ KJ/Kg}{1334.30\ KJ/Kg} = \mathbf{0.358}\ \boldsymbol{o}\ \mathbf{35.8}\%$$

b) La adición de un regulador ideal no afecta el trabajo tanto del compresor como de la turbina. Asi la salida de trabajo neto y la relación del trabajo de retroceso de un ciclo de turbina de gas ideal serán idénticas, ya sea que haya un regenerador o no.

$$q_{entrada} = q_{primario} + q_{recalentamiento} = (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7)$$

$$q_{entrada} = (1395.97 - 1053.33) + (1395.97 - 1053.33) = 685.28\ KJ/Kg$$

$$\eta = \frac{W_{NETO}}{q_{entrada}} = \frac{477.04\frac{KJ}{Kg}}{\frac{685.28KJ}{Kg}} = \mathbf{0.696}\ \boldsymbol{o}\ \mathbf{69.6}\%$$

8.2 Una planta de turbina de gas que opera en un ciclo Brayton con regeneración, entrega 20000 kW a un generador eléctrico. La temperatura máxima es 1200 K y la temperatura mínima es 290 K.

La presión mínima es 95 kPa y la presión máxima es 380 kPa. La eficiencia del regenerador es de 75%. La eficiencia del compresor es de 80% y la de la turbina es 85%.

a) ¿Cuál es la potencia de la turbina?

b) ¿Qué fracción de la potencia de la turbina es usada para mover el compresor?

SOLUCION

a)

$$T_2 = T_1(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{K-1}{K}}$$

$$T_2 = 290(\frac{380}{95})^{0,286}$$

$$\boldsymbol{T_2 = 431.1\ K}$$

$$W_{Ci} = C_{po}(T_2 - T_1)$$

$$W_{Ci} = 1.0035(431 - 290)$$

$$\boldsymbol{W_{Ci} = 141.6\ KJ/Kg}$$

$$W_{Cr} = \frac{141.6}{0,8}$$

$$\boldsymbol{W_{Cr} = 177\ KJ/Kg}$$

$$T_4 = T_3(\frac{P_4}{P_3})^{\frac{K-1}{K}}$$

$$T_4 = 1200(\frac{95}{380})^{0,286}$$

$$\boldsymbol{T_4 = 807.2\ K}$$

$$W_{Ti} = C_{po}(T_3 - T_4)$$

$$W_{Ti} = 1.0035(1200 - 807.2)$$

$$\boldsymbol{W_{Ti} = 394.2\ KJ/Kg}$$

$$W_{TR} = 0,85 * 394.2 = 335.1\ KJ/Kg$$

$$W_{NETO} = W_{TR} - W_{CR} = 335.1 - 177$$

$$\boldsymbol{W_{NETO} = 158.1 KJ/Kg}$$

$$m = \frac{20000}{158.1}$$

$$\boldsymbol{m = 126.5\ Kg/s}$$

$$w_T = 126.5 * 335.1 * 1/1000$$

$$\boldsymbol{w_T = 42.39\ MW}$$

b)

$$\frac{W_{CR}}{W_{TR}} = \frac{177}{335.1}$$

$$\boldsymbol{\frac{W_{CR}}{W_{TR}} = 0,528}$$

8.3 En un ciclo Brayton simple de aire normal se tiene una relación de presiones de 12, una temperatura a la entrada del compresor de 300 K y una temperatura a la entrada de la turbina de 1000 K.

Determine el flujo másico requerido de aire para una salida de potencia neta de 30 MW; suponga que tanto el compresor como la turbina tienen una eficiencia isoentrópica de 80%. Considere los calores específicos constantes a temperatura ambiente.

En caso de que se pudiera hacer regeneración, ¿Qué cantidad de calor se podría aprovechar? Explique.

$r_p = \frac{P_2}{P_1} = 12$ $\qquad$ $T_1 = 300K$ $\qquad$ $T_2 = 1000K$

$W_{NETA} = 30\ MW$ $\qquad$ $\eta_T = \eta_C = 0.8$

Para el compresor

$$\boldsymbol{T'_2} = T_1(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{K-1}{K}}$$

$$\boldsymbol{T'_2} = 300(12)^{\frac{0.4}{1.4}}$$

$$\boldsymbol{T'_2} = 610.18\ K$$

$$\boldsymbol{T_2} = \frac{T'_2 - T_1}{n_c} + T_1$$

$$\boldsymbol{T_2} = \frac{610.18 - 300}{0.8} + 300$$

$$\boldsymbol{T_2 = 687.73K}$$

Para la turbina

$$\boldsymbol{T'_4} = T_3(\frac{P_4}{P_3})^{\frac{K-1}{K}}$$

$$\boldsymbol{T'_4} = 1000(1/12)^{\frac{0.4}{1.4}}$$

$$\boldsymbol{T'_4 = 491.66\ K}$$

$$\boldsymbol{n_T} = \frac{T_4 - T_3}{T'_4 - T_3}$$

$$\boldsymbol{T_4} = n_T(T'_4 - T_2) + T_3$$

$$\boldsymbol{T_4} = 0.8(491.66 - 1000) + 1000$$

$$\boldsymbol{T_4 = 593.33K}$$

Haciendo Volumen Del control para el compresor más la turbina

$$-Wneta = m(h_2 + h_4 + h_1 + h_3)$$

$$Wneta = m\ C_p(T_1 + T_3 - T_2 - T_4)$$

$$m = \frac{30000}{1.0035(300 + 1000 - 687.73 - 593.33)}$$

$$\boldsymbol{m = 1578.4\ Kg/s}$$

Como $T_4 < T_2$ no se puede hacer regeneración.